

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

POUR OBTENIR

LE TITRE D'INGÉNIEUR-DOCTEUR

PAR

MICHEL EBERSOLT

1^{re} THÈSE. — Étude d'un échangeur à ailettes transversales en écoulement longitudinal

2^e THÈSE. — PROPOSITIONS DONNÉES PAR LA FACULTÉ.

Théories actuelles des propulseurs marins à tuyères

Soutenues le 5 février 1963 devant la Commission d'examen.

MM. BRUN

Président.

SIESTRUNCK

COMOLET

} Examineurs.

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

POUR OBTENIR

LE TITRE D'INGÉNIEUR-DOCTEUR

PAR

MICHEL EBERSOLT

1^{re} THÈSE. — Étude d'un échangeur à ailettes transversales en écoulement longitudinal

2^e THÈSE. — PROPOSITIONS DONNÉES PAR LA FACULTÉ.

Théories actuelles des propulseurs marins à tuyères

Soutenues le 5 février 1963 devant la Commission d'examen.

MM.	BRUN	Président.
	SIESTRUNCK	} Examineurs.
	COMOLET	



ÉTUDE D'UN ÉCHANGEUR A AILETTES TRANSVERSALES
EN ÉCOULEMENT LONGITUDINAL

FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

Doyen. M. ZAMANSKY

PROFESSEURS

G. JULIA.	T Analyse supérieure et Algèbre supérieure.	SCHATZMAN.	T Astrophysique.
PRENANT.	T Anatomie et Histologie comparées.	TERMIER.	T Paléontologie stratigraphique.
GRASSÉ.	T Évolution des êtres organisés.	ZAMANSKY.	T Mathématiques générales.
PRÉVOST.	T Chimie organique.	LENNUIER.	T Physique (M. G. P.).
WYART.	T Minéralogie et Cristallographie.	RIZET.	T Génétique.
TEISSIER.	T Zoologie.	ROUTHIER.	T Géologie appliquée.
MANGENOT.	T Biologie végétale (Orsay).	M ^{me} TONNELAT.	T Physique théorique.
AUGER.	T Physique quantique et Relativité.	DIXMIER.	T Mathématiques (M. P. C.).
MONNIER.	T Physiologie générale.	SOUGHAY.	T Chimie générale.
PIVETEAU.	T Paléontologie.	AIGRAIN.	T Électrotechnique générale.
ROCARD.	T Physique (E. N. S.).	BRUSSET.	T Chimie systématique.
CARTAN.	T Mathématiques (E. N. S.).	M. LÉVY.	T Physique théorique des hautes énergies (Orsay).
LAFFITTE.	T Chimie générale.	M ^{me} CHAIX.	T Chimie biologique.
FAVARD.	T Géométrie supérieure.	M ^{me} HUREL-PY.	T Biologie végétale (P. C. B.).
COULOMB.	T Physique du globe.	PIAUX.	T Chimie (M. P. C.).
M ^{lle} COUSIN.	T Biologie animale (S. P. C. N.).	BRUN.	T Mécanique théorique des fluides.
CHRÉTIEN.	T Chimie minérale.	LEDERER.	T Chimie biologique.
DRACH.	T Zoologie.	M ^{me} DUBREIL.	T Mathématique (Agrégation).
KASTLER.	T Physique (E. N. S.).	M ^{me} LELONG.	T Mathématiques II (E. N. S.).
EPHRUSSI.	T Génétique.	BELLAIR.	T Géologie (S. P. C. N.).
RIVIÈRE.	T Géologie S. P. C. N. et Sédim.	COTTE.	T Physique électricité.
GAUTHERET.	T Biologie végétale (P. C. B.).	DUBOIS J. E.	T Chimie organique.
LUCAS R.	T Recherches physiques.	LAMOTTE.	T Zoologie (E. N. S.).
THOMAS A.	T Biologie cellulaire.	MICHEL A.	T Chimie minérale (Orsay).
ARNULF.	T Optique appliquée.	OLMER.	T Énergétique générale.
MORAND.	T Physique enseignement.	ROUAULT.	T Électricité (Orsay).
SOLEILLET.	T Physique (P. C. B.).	GAUTHIER.	T Mécanique appliquée.
FORTIER.	T Mécanique expérimentale des fluides.	BARCHWITZ.	T Chimie physique.
DANJON.	T Astronomie.	BROSSEL.	T Physique atomique.
PETIT.	T Biologie maritime.	BUSER.	T Physiologie comparée.
QUENEY.	T Météorologie et Dynamique atmosphérique.	CAMUS.	T Physiologie végétale (B. M. P. V.).
GALLIEN.	T Embryologie.	CASTAING.	T Physique II Thermod. (Orsay).
EICHORN.	T Botanique.	CURIEN.	T Minéralographie et Cristallographie.
DE CUGNAC.	T Biologie végétale (S. P. C. N.).	MOYSE.	T Physiologie végétale (Orsay).
M ^{lle} CAUCHOIS.	T Chimie physique.	NOIROT.	T Évolution des êtres organiques.
THELLIER.	T Physique du globe.	PANNETIER.	T Chimie générale (Orsay).
L'HÉRITIER.	T Biologie générale (Orsay).	POSSOMPES.	T Zoologie.
GRIVET.	T Radioélectricité (Orsay).	PULLMANN.	T Chimie quantique.
PONCIN.	T Mécanique générale.	TEILLAC.	T Physique nucléaire et Radioactivité.
DUBREIL.	T Arithmétique et Théorie des nombres.	TONNELAT.	T Biologie physico-chimique.
QUELET.	T Chimie organique.	VILE.	T Économie.
CAGNIARD.	T Géophysique appliquée.	WILLEMART.	T Chimie (P. C. B.).
CHAMPETIER.	T Chimie macromoléculaire.	DODE.	T Chimie (Orsay).
CUVILLIER.	T Micropaléontologie.	FREYMANN.	T Recherches physiques.
JUNG.	T Pétrographie.	GUINCHET.	T Biologie végétale (S. P. C. N.) (Orsay).
TRILLAT.	T Microscopie et Diffraction électronique.	ROLLET.	T Chimie minérale.
WIEMANN.	T Chimie organique et structurale.	M ^{lle} JOSIEN.	T Chimie (S. P. C. N.).
JACQUINOT.	T Spectroscopie et Physique céleste (Orsay).	CHEVALLEY.	T Géométrie algébrique et Théorie des groupes.
VASSY.	T Physique de l'atmosphère.	ARNOULT.	T Électronique (Orsay).
DESTOUCHES.	T Théories physiques.	CHAPELLE.	T Physique (Orsay).
AMIEL.	T Chimie générale.	DELANGE.	T Mathématiques I (Orsay).
HOCART.	T Minéralogie et Cristallographie.	DENY.	T Mathématiques générales (Orsay).
J.-P. MATHIEU.	T Physique Optique.	GERMAIN.	T Mécanique théorique des fluides.
COUTEAUX.	T Cytologie.	LUCAS G.	T Géologie.
MAY.	T Zoologie (Orsay).	ALLARD.	T Chimie physique.
CHOQUET.	T Théorie des fonctions et Topologie.	BERTHELOT.	T Physique des particules fondamentales.
FELDMANN.	T Biologie végétale marine.	BRICARD.	T Météorologie et Physique de l'atmosphère.
GUINIER.	T Physique des Solides (Orsay).	M ^{me} ALBE-FES-	
JOST.	T Physiologie comparée.	SARD.	T Psychophysiologie.
FORTET.	T Calcul des probabilités et Physique mathématique.	FRIEDEL.	T Physique des Solides (Orsay).
SCHWARTZ.	T Calcul différentiel et intégral.	M. JULIA.	T Études des molécules naturelles complexes.
CHOUARD.	T Physiologie végétale.	LENDER.	T Biologie Animale (S. P. C. N.) (Orsay).
MALAVARD.	T Aviation (Technique aéronautique).	MAGAT.	T Physico-chimie des radioéléments.
BRELOT.	T Calcul différentiel et intégral.	M ^{lle} QUINTIN.	T Electrochimie.
NORMANT.	T Chimie organique.	MONOD.	T Chimie du métabolisme.
BENARD.	T Chimie minérale.	BENOIT.	T Physiologie animale (Orsay).
BUVAT.	T Botanique (E. N. S.).	DE POSSEL.	T Analyse numérique.
DUGUE.	T Statistiques mathématiques.	CHARLOT.	T Chimie analytique.
SOULAIRAC.	T Psychophysiologie.	LEMÉE.	T Physiologie végétale (B. M. P. V.) (Orsay).
ULRICH.	T Physiologie végétale.	GUÉRIN.	T Chimie (M. P. C.) (Orsay).
MARÉCHAL.	T Optique théorique et appliquée.	CHATELET M.	T Chimie (P. C. B.).
KIRRMANN.	T Théories chimiques.	JEAN.	T Physique nucléaire (Orsay).
CHADEFAUD.	T Botanique.	MATTLER.	T Physique (S. P. C. N.).
M ^{lle} LE BRETON.	T Physiologie de la nutrition.	BERGERARD.	T Zoologie (Orsay).
LELONG.	T Application de l'analyse à la géométrie.	BERTHELOT.	T Électronique (Orsay).
DEVILLERS.	T Anatomie et Histologie comparées.	BOUSSIÈRES.	T Chimie des radioéléments (Orsay).
EHRESMANN.	T Topologie algébrique.	M ^{me} COUTURE.	T Thermodynamique et Mécanique physique.
FRANÇON.	T Physique (S. P. C. N.).	ELLENBERGER.	T Géologie des grandes régions du globe.
GLANGEAUD.	T Géographie physique et Géologie dynamique.	FRANC.	T Biologie animale (P. C. B.).
GODEMENT.	T Mathématiques (M. P. C.).	SCHNELL.	T Botanique tropicale (Orsay).
PISOT.	T Techniques mathématiques de la physique.	STOLKOWSKI.	T Physiologie générale.
ROCH.	T Géologie.	ACHER.	T Chimie biologique (Orsay).

BAUDOIN Biologie animale (P. C. B.).
 BEAUMONT Biologie animale (S. P. C. N.).
 BLAMONT Géophysique ionosphère.
 BOURREAU Botanique.
 CURIE D. T Physique (M. G. P.).
 DURAND-DELGA. Géologie.
 FRÉON. T Chimie organique (Orsay).
 HELLER T Physiologie végétale.
 TORTRAT T Calcul des probabilités.
 CAILLEUX T Géologie (S. P. C. N.).
 MAGNAN T Physique (S. P. C. N.).
 DAUDEL T Mécanique ondulatoire appliquée à la Chimie
 théorique et à la Physique nucléaire.
 M^{lle} FOURCROY T Biologie végétale (S. P. C. N.).
 M^{me} CHOQUET
 BRUHAT Mécanique analytique et Mécanique céleste.
 M^{lle} VEIL Physiologie générale.
 WOLFF. T Microbiologie.
 SIESTRUNCK Mécanique physique et expérimentale.
 LACOMBE T Métallurgie des métaux nucléaires.
 BROCHARD T Physique (P. C. B.) (Orsay).
 CABANNES T Mécanique générale.
 LESIEUR T Mathématiques I (Orsay).
 MAZET T Mécanique générale (Orsay).
 CAIRE T Géographie physique et Géologie dynamique.
 COMOLET T Mécanique des fluides.
 CORABEUF Physiologie animale (Orsay).
 DELLOUE Physique de l'exosphère.
 GORENFLOT T Botanique II (Orsay).
 HOUILLON Biologie animale (P. C. B.).
 JULIEN J Chimie (S. P. C. N.) (Orsay).
 MALGRANGE Technique Math. de la Physique (Orsay).
 OLIVIER Anthropologie.
 NOZERAN Botanique II (Orsay).

BLANC-LAPIERRE T Physique (E. N. S.) (Orsay).
 CHEVAUGEON T Botanique (Orsay).
 KAHANE T Mathématiques (Orsay).
 SAMUEL T Mathématiques (E. N. S.) féminines.
 KOURGANOFF T Astronomie (Orsay).
 THIRY T Mécanique céleste.
 ABELÈS Physique (S. P. S. C. N.).
 AMAT Physique (P. C. B.).
 AUBOIN Géologie.
 M^{me} BENOÎT-
 GUEUTAL Physique nucléaire et Radioactivité.
 BOUGIS Biologie marine (Villefranche-sur-Mer).
 BRUHAT T Mathématiques (M. P. C.).
 BRUNN T Géologie historique (Orsay).
 CHABBAL Physique (M. G. P.) (Orsay).
 DEHEUVELS T Mathématiques Propédeutique (Orsay).
 D'ESPAGNAT Physique théorique (Orsay).
 FURON Géologie (S. P. C. N.).
 M^{me} GANS T Génétique.
 GENEVES Biologie végétale (P. C. B.).
 GUILBERT Physique (C. U. S.) (Orléans).
 HUPE Pétrographie.
 HOLLANDE T Biologie générale.
 LIONS T Analyse numérique.
 MAITTE Chimie (P. C. B.).
 MEYER Physique propédeutique.
 NICOLAS Géologie appliquée.
 PANIGEL Biologie générale.
 RAVIER Pétrographie.
 ROSEAU T Mécanique théorique des fluides.
 ROUBINE Electronique.
 SILBER T Chimie (P. C. B.).
 UEBERSFELD T Electronique.
 YVON T Théories physiques.

Secrétaire général R. POULLAIN.

TABLE DES MATIÈRES

Table des Notations	11
I. Programme d'essais	11
II. Installation	12
III. Dépouillement	13
IV. Résultats et Recherches d'une loi générale pour le coefficient de convection	17
V. Comparaison avec certains résultats antérieurs	20
VI. Interprétation des résultats	20
VII.	
VIII. Comparaison avec d'autres surfaces d'échange	23
IX. Conclusion	24
Bibliographie	25

L'auteur désire exprimer sa reconnaissance à Monsieur le Professeur Edmond A. BRUN, pour l'intérêt qu'il a bien voulu accorder à ces travaux, et à la Société des FORGES et CHANTIERS de la MÉDITERRANÉE pour les moyens industriels qui ont été mis en jeu.

Il tient également à exprimer sa sincère reconnaissance à Monsieur le Professeur SIES-TRUNCK, pour lui avoir permis de poursuivre sa formation scientifique.

Il remercie enfin Mademoiselle LE CHAPELAIN pour l'aide efficace qu'elle lui a apportée dans l'exécution matérielle de ce travail.

Étude d'un échangeur à ailettes transversales en écoulement longitudinal

par

M. EBERSOLT

Ingénieur civil du Génie Maritime

TABLE DES NOTATIONS

Φ : Diamètre du tube au sommet des ailettes	m
φ : Diamètre du tube à la base des ailettes	m
h : Hauteur d'ailette	m
p : Pas d'ailette	m
e : Épaisseur d'ailette	m
L : Longueur de tube éprouvée	m
n : Nombre d'ailettes par mètre de tube	
C_p : Chaleur spécifique à pression constante	kcal/kg °C
T_i : Température de l'air relevée au point i	°C
t_j : Température de l'eau relevée au point j	°C
D_e : Diamètre équivalent	m
G : Débit massique par unité de section	kg/m ² .s
* Q air : Débit massique de l'air	g/s
* V : Vitesse moyenne dans la section annulaire	cm/s
* Δp : Différence des pressions	baryes
* ρ_0 : Masse spécifique du fluide en amont de la tuyère du venturi	g/cm ²
* $\bar{\omega}$: Poids spécifique du fluide	g/cm ²
x : Exposant du nombre de Reynolds	
α : Coefficient de convection	kcal/m ² .h.°C
λ : Conductibilité	kcal/m .h.°C
μ : Viscosité dynamique	kg/m.s
ψ : Coefficient de perte de charge linéique	
Re : Nombre de Reynolds	
Pr : Nombre de Prandtl	
St : Nombre de Stanton	
C_f : Coefficient de frottement	
* : Les unités de ces grandeurs ont été utilisées en système CGS pour les calculs.	

I. PROGRAMME D'ESSAIS.

Le montage étudié comporte un tube à ailettes transversales monté à l'intérieur d'une enveloppe cylindrique circulaire. L'enveloppe et le tube sont coaxiaux et laissent une section de passage libre annulaire (fig. 1).

Les essais ont pour but la mesure du coefficient de

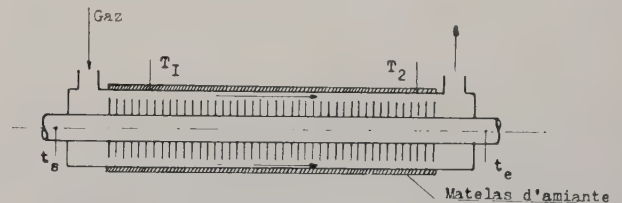


FIG. 1. — Montage du tube étudié dans l'enveloppe.

convection du tube, dont les ailettes sont enroulées suivant une hélice de faible pas, dans un écoulement gazeux parallèle à son axe.

À partir des valeurs trouvées, une expression générale du coefficient de convection est recherchée. Cette expression générale doit être mise sous forme non dimensionnelle. Cet impératif implique le regroupement de toutes les variables en rapports sans dimension. Dans ce regroupement, certaines variables jouent un rôle particulier : elles sont appelées variables fondamentales. Les rapports sans dimension sont appelés variables réduites [1].

Le nombre de variables réduites entrant dans la relation est, d'après le théorème de VASCHY, égal à la différence entre le nombre de variables et le nombre de variables fondamentales.

Deux manomètres différentiels sont prévus, l'un marchant à l'eau, l'autre au mercure, afin d'augmenter la plage de mesures.

Avec une telle installation, il est possible de réaliser des nombres de REYNOLDS compris entre 15 000 et 200 000. Le circuit peut fonctionner à une pression effective de 20 atmosphères. Cette pression peut d'ailleurs être ajustée à une valeur inférieure choisie à l'avance.

Pour mettre en évidence, l'influence des différentes grandeurs, on dispose des éléments suivants :

— Un jeu de quatre enveloppes ayant pour diamètre intérieur : 90 mm, 77 mm, 54 mm.

— Un jeu de cinq tubes de dimensions communes suivantes :

diamètre au sommet des ailettes $\Phi = 36,5$ mm
 hauteur d'ailette $h = 8,25$ mm
 pas d'ailette p 1,5 mm, 3,7 mm, 5,2 mm, 8,4 mm, 12,7 mm.

— Un jeu de trois tubes ayant les dimensions suivantes :

hauteur d'ailette $h = 7,5$ mm, 8,0 mm, 9,0 mm
 pas d'ailette $p = 3,5$ mm, 4,0 mm, 3,5 mm
 diamètre au sommet des ailettes $\Phi = 40$ mm, 61 mm, 53 mm

Ces tubes sont constitués d'une âme en cuivre sur laquelle est rapporté par sertissage un ruban d'aluminium enroulé en hélice.

— Deux tubes en aluminium massif ayant les dimensions suivantes :

	1 ^{er} TUBE	2 ^e TUBE
hauteur d'ailette	$h = 9,0$ mm	$h = 9,25$ mm
pas d'ailette	$p = 2,5$ mm	$p = 5,0$ mm
diamètre au sommet des ailettes	$\Phi = 40$ mm	$\Phi = 47$ mm
épaisseur des ailettes ..	$e = 0,5$ mm	$e = 0,5$ mm

Ces tubes sont susceptibles d'avoir leurs ailettes progressivement réduites par passage sur le tour, ce qui conduit aux hauteurs d'ailettes suivantes :

	1 ^{er} TUBE	2 ^e TUBE
hauteur d'ailette	$h = 9,0$ mm	$h = 9,25$ mm
	6,5 mm	7,00 mm
	3,0 mm	5,00 mm
		3,00 mm

A l'exception de ces deux derniers tubes, les jeux de tubes proviennent tous du même constructeur.

III. DÉPOUILLEMENT.

1) CALCUL DU COEFFICIENT DE CONVECTION APPARENT.

Le dépouillement est conduit à partir des tableaux des relevés de valeurs.

L'opération de dépouillement comporte les phases suivantes :

a) Calcul du débit d'air.

L'application de l'équation de BERNOULLI permet de calcul le débit masse à travers un système déprimogène, à partir de l'équation :

$$Q_{air} = CJE\varepsilon \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{2\Delta p \cdot \rho_0}.$$

Les coefficients correctifs sont donnés dans la Norme Française X 10-101. Le coefficient C tient compte du rapport des sections au col de la tuyère et dans le conduit ; sa valeur numérique est 0,990 pour le venturi

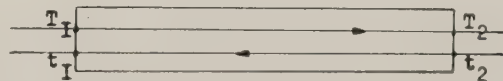


FIG. 3. — Points de mesure des températures pour le calcul de l'écart moyen de température d'un échangeur.

utilisé. Le coefficient J tient compte de l'effet d'échelle ; il est donné en fonction du nombre de REYNOLDS. Le coefficient E vaut 0,968. Le coefficient ε tient compte de la compressibilité de l'air, c'est-à-dire du rapport des pressions.

Le diamètre du col du venturi est corrigé pour tenir compte des dilatations éventuelles dues à la température.

b) Calcul du débit d'eau.

Le débit d'eau est obtenu en chronométrant le temps de remplissage d'une capacité de 200 litres, cette capacité reçoit l'eau qui a traversé l'âme du tube et qui emporte les calories transférées à travers les ailettes.

c) Calcul de l'écart de température.

L'écart moyen de température doit tenir compte des conditions dans lesquelles les températures sont relevées. En effet, dans un échangeur à courants parallèles, l'écart moyen de température est obtenu par l'expression suivante :

$$\Delta t_m = \frac{(T_2 - t_2) - (T_1 - t_1)}{\text{Log} \frac{T_2 - t_2}{T_1 - t_1}} \quad (\text{fig. 3})$$

En réalité, les points de mesure de la température de l'air et de l'eau ne coïncident pas. En effet, il a été jugé nécessaire de mettre le premier point de mesure de la température de l'air à 1 mètre en aval du début du tube à ailettes, de manière à être sûr de relever des températures qui correspondent à un écoulement bien établi (fig. 4).

La température t_s n'est donc pas la température de l'eau qui correspond à T_1 . La valeur de t'_s à introduire dans le calcul, est obtenu en écrivant l'égalité des chaleurs échangées par chaque fluide.

On suppose qu'il n'y a pas de pertes calorifiques. En effet, les prises de températures T_1 et T_2 se trouvent sur une portion de cellule qui a été isolée par matelas d'amiante de 3 centimètres d'épaisseur. Cet isolement se conjugue avec l'écart de température entre l'air et le milieu ambiant (30 °C).

Cette correction est d'ailleurs d'importance secondaire. En effet, l'échauffement de l'eau ne dépasse pas

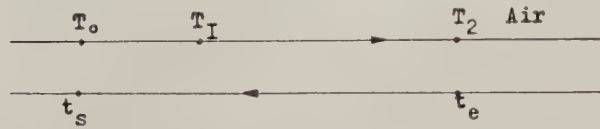


FIG. 4. — Points réels de mesure des températures.

1 °C. Dans ces conditions, l'élévation de température de l'eau sur la longueur d'essai est de l'ordre de 0,6 °C.

d) *Calcul du coefficient de convection.*

La surface de référence servant au calcul du coefficient de convection est la surface intérieure du tube. Dans ces conditions, le coefficient de transmission global α_{global} est relié aux coefficients partiels de transmission, c'est-à-dire :

- Coefficient de convection de l'air α_{air} .
- Conductibilité du tube.
- Coefficient de convection de l'eau α_{eau} par la relation suivante :

$$\frac{1}{\alpha_{\text{global}}} = \frac{1}{\alpha_{\text{air}}} + \frac{e}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{eau}}}$$

L'effet de la conduction du tube est obtenu en consi-

MÉTAL	CUIVRE	DURALUMIN	ACIER	ACIER INOX.
—	—	—	—	—
Coefficient de transmission comprenant convection côté air et conduction à travers le tube. kcal/m ² .h.°C	111	99	63	44,5
Conductibilité thermique du matériau du tube kcal/m.h.°C	306	162	39,6	16,6

dérant la paroi du tube comme plane. Le coefficient de convection de l'eau est obtenu à partir d'abaques qui tiennent compte des conditions de l'essai : nombre de REYNOLDS, température, diamètre équivalent.

Le coefficient de convection côté air ainsi obtenu, est transformé pour être rapporté à la surface développée extérieure. Les ailettes sont enroulées en hélice de faible pas, on considère que la surface s'échange totale est égale à :

$$2 \frac{\pi(\Phi^2 - \varphi^2)}{4} \cdot L \cdot n + \Phi \cdot \varphi \cdot L (1 - n \cdot e).$$

e) *Calcul du nombre de REYNOLDS dans la cellule.*

Ce calcul ne présente pas de difficulté ; il s'effectue à partir du débit calculé plus haut et du diamètre équivalent.

f) *Calcul du coefficient de perte de charge linéique.*

Ce coefficient est obtenu à partir de la perte de charge mesurée en hauteur d'eau :

$$\Delta H = \psi \cdot \frac{\rho_{\text{air}}}{\rho_{\text{eau}}} \cdot \frac{L}{D_e} \cdot \frac{V^2}{2g}$$

2) *CALCUL DU COEFFICIENT DE CONVECTION CORRIGÉ.*

Le coefficient de convection résultant de la procédure de dépouillement doit être corrigé pour tenir compte de la résistance thermique de l'ailette.

FORTESCUE et HALL [2] donnent des résultats relatifs à des tubes à ailettes de même géométrie, mais réalisés avec quatre métaux différents : cuivre, duralumin, acier, acier inoxydable. Il est ainsi possible de comparer le coefficient de transmission comprenant la convection du gaz et la transmission à travers l'ailette dans les quatre cas. (Tableau I.)

Caractéristiques du tube :

Diamètre extérieur :	$\Phi = 57,15$ mm
Hauteur d'ailette :	$h = 14,20$ mm
Pas d'ailette :	$p = 4,26$ mm
Épaisseur d'ailette :	$e = 1,02$ mm
Rapport :	$p/h = 0,30$

Diamètre de l'enveloppe : = 101,6 mm

Pour ces quatre tubes, les coefficients de convection de l'air sont les mêmes. Le coefficient de transmission observé ne dépend donc que de la conductibilité thermique du métal.

En supposant que le coefficient de convection soit constant tout le long de la hauteur d'ailette, et en supposant cette ailette rectangulaire et non circulaire, il est possible de calculer un rendement d'ailette, qui soit égal à :

$$\eta = \frac{a \cdot h}{\text{th } a \cdot h} \text{ avec } a = \sqrt{\frac{2\alpha}{\lambda \cdot e}}$$

En introduisant les valeurs ci-dessus de α , dans la formule du rendement, on obtient une nouvelle valeur du coefficient de convection. Cette valeur est plus exacte que la valeur mesurée. Le calcul donne, en

TABLEAU II

MÉTAL	CUIVRE	DURALUMIN	ACIER	ACIER INOX.
Conductibilité thermique du matériau du tube kcal/m.h.°C	306	162	39,6	16,6
Coefficient de transmission comprenant convection côté air et conduction à travers le tube kcal/ m ² .h.°C	111	99	63	44,5
Rendement d'ailette rectangulaire	0,954	0,920	0,806	0,698
Rendement d'ailette circulaire	0,959	0,924	0,735	0,551
Coefficient de convection côté air : ailette rectangu- laire kcal/m ² .h.°C	116,3	107,2	78,1	53,7
Coefficient de convection côté air : ailette circulaire kcal/m ² .h.°C	115,8	107,1	85,7	80,8

TABLEAU III

Coefficient de convection kcal/m ² .h.°C	25	50	100	200	400
Rendement suivant formule ailette rectangulaire	0,985	0,972	0,945	0,895	0,810
Rendement suivant théorie ailette circulaire	0,985	0,971	0,944	0,983	0,805

réitérant la méthode, les valeurs limites corrigées du coefficient de convection moyen, qui sont groupées dans le tableau II et présentées sur la figure 5.

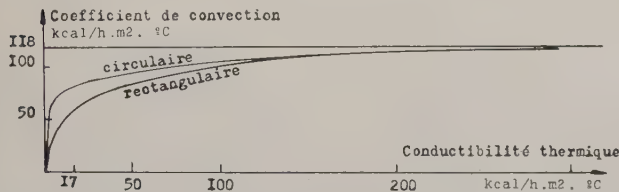


FIG. 5. — Coefficient de convection en fonction de la conductibilité thermique du matériau du tube.

La figure 5 montre que le coefficient de convection côté air tend vers une limite lorsque la conductibilité augmente indéfiniment. On peut considérer que cette limite est pratiquement atteinte pour le cuivre (rendement d'ailette : 0,954). La correction effectuée comporte deux erreurs :

1° Erreur due au fait d'assimiler une ailette circulaire à une ailette rectangulaire. On peut contrôler que cette erreur est négligeable.

2° Erreur due au fait de supposer le coefficient de convection constant tout le long de la hauteur d'ailette. La baisse du coefficient de convection côté air pour les faibles conductibilités correspond au fait que les échanges sont plus importants à la partie supérieure de l'ailette qu'à sa base, dans le cas étudié. C'est du reste ce que les essais de visualisation permettent de vérifier, dans les cas des tubes à petit pas d'ailette (fig. 6).

Dans le cas des essais effectués, certains tubes ont

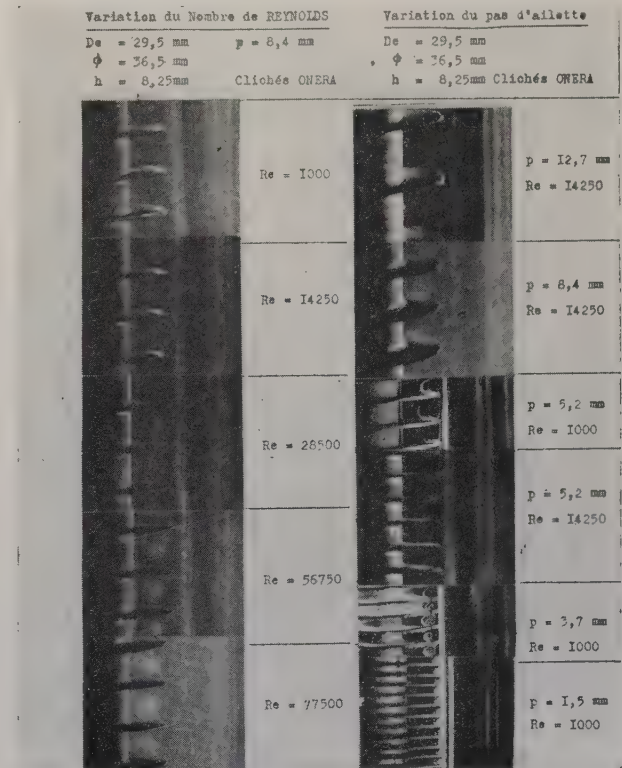


FIG. 6. — Essais de visualisation pour des tubes à petits pas d'ailette.

des ailettes en aluminium, et les dimensions suivantes :

Diamètre extérieur $\Phi = 36,50$ mm
 Hauteur d'ailette $h = 8,25$ mm
 Épaisseur d'ailette $e = 0,40$ mm

Les rapports p/h sont inférieurs à 0,45.

Les rendements d'ailette, en fonction du coefficient de convection, ont les valeurs portées au tableau III.

Les résultats expérimentaux sont corrigés en prenant des rendements d'ailette rectangulaire en fonction du coefficient de convection observé.

Les points obtenus par cette méthode appliquée aux dépouillements, donnent un alignement satisfaisant

le tube en duralumin, le coefficient de convection côté air est de $107 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, soit 9 % de moins que la valeur vraie. Pour les tubes essayés, un rendement de 0,91 correspond à un coefficient de convection de $170 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$. Ceci signifie donc qu'au dessus de cette valeur, les résultats corrigés sont entachés d'une erreur par défaut, augmentant en valeur relative avec le coefficient d'échange. Les droites des figures 7 et 8 devraient être incurvées vers le haut dans la partie droite du diagramme.

Si l'on avait porté sur les diagrammes les valeurs

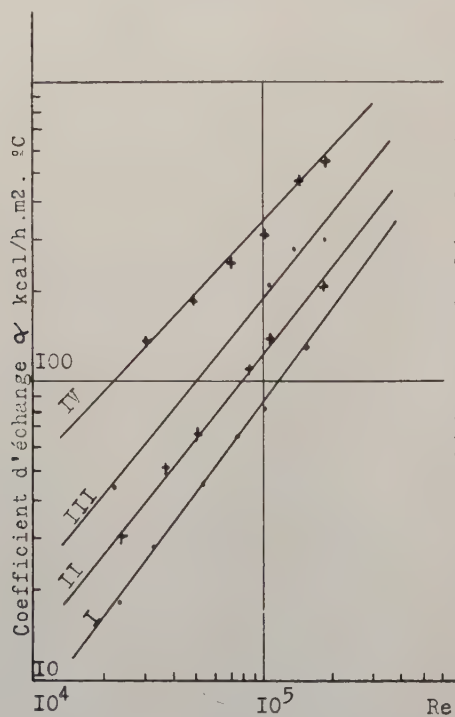


FIG. 7. — Coefficient de convection en fonction du nombre de REYNOLDS.

Variation du diamètre équivalent.

$\Phi = 36,5$ mm.
 $h = 8,25$ mm.
 $p = 3,7$ mm.
 $D_e = 53,5$ mm (I), 40,5 mm (II),
 29,5 mm (III), 17,5 mm (IV).

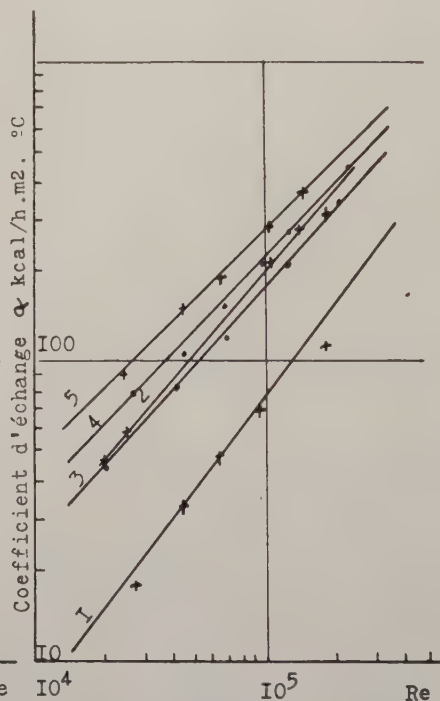


FIG. 8. — Coefficient de convection en fonction du nombre de REYNOLDS.

Variation du pas d'ailette.

$\Phi = 36,5$ mm.
 $h = 8,25$ mm.
 $D_e = 29,5$ mm.
 $p = 1,5$ mm (1), 3,7 mm (2), 5,2 mm (3),
 8,4 mm (4), 12,7 mm (5).

pour la plage de nombre de REYNOLDS exploré (fig. 7 et 8).

En réalité, une correction parfaite devrait donner des courbes tournant leur concavité vers le haut. En effet, si l'on considère le tube en cuivre expérimenté par FORTESCUE et HALL, on peut penser que la valeur moyenne corrigée du coefficient de convection côté air, soit $116 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{C}$, est certainement très voisine de la valeur vraie. L'erreur due à la non-équipartition du flux thermique le long de l'ailette est inférieure à 2 % d'après la position de l'asymptote. Pour

brutes du coefficient de transmission sans faire la correction pour l'effet de conduction, on aurait obtenu des courbes tournant leur concavité vers le bas. Ce résultat a été obtenu par FORTESCUE et HALL.

Les tubes pour lesquels le rapport p/h est supérieur à 0,45 ont, d'après les essais de visualisation, une répartition plus égale du coefficient de convection le long de la hauteur d'ailette, et on considérera pour le dépouillement qu'il n'y a pas lieu de modifier le résultat ainsi obtenu.

Afin de vérifier l'exactitude de la méthode, les per-

performances du tube lisse ont été mesurées (fig. 9). Le coefficient de convection (ou coefficient d'échange) suit l'équation de COLBURN. On retrouve l'exposant 0,80 du nombre de REYNOLDS. La valeur de α trouvée est par contre inférieure à celle prévue par l'équation de COLBURN, de 10 % environ.

Pour comparer les performances du tube à ailettes

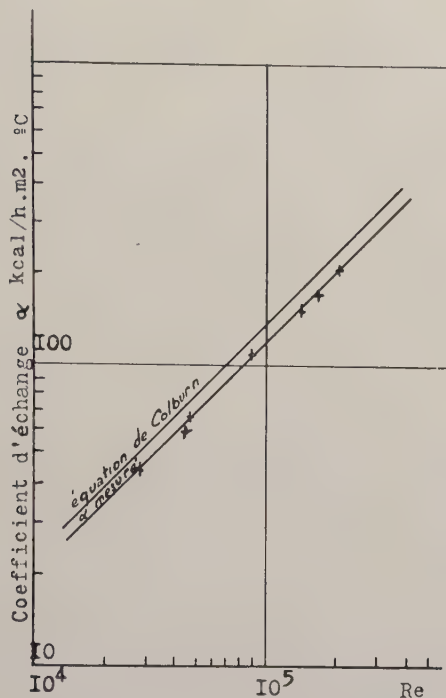


FIG. 9. — Coefficient de convection en fonction du nombre de REYNOLDS pour un tube lisse.

$D_e = 30$ mm.
Diamètre extérieur du tube = 36 mm.
Diamètre intérieur du tube = 30 mm.

et du tube lisse dans la suite de l'exposé, on se rapportera aux performances relevées, de manière à comparer deux phénomènes mesurés avec le même appareillage et dépouillés suivant la même méthode.

IV. RÉSULTATS ET RECHERCHE D'UNE LOI GÉNÉRALE POUR LE COEFFICIENT DE CONVECTION.

Les résultats sont présentés sur des graphiques donnant le coefficient de convection tel que défini ci-dessus en fonction du nombre de REYNOLDS (fig. 7 et 8). Les points expérimentaux sont alignés, ce qui signifie que le coefficient de convection varie suivant la loi :

$$(1) \quad \frac{\alpha D_e}{\lambda} = f. \left[\frac{D_e \cdot G}{\mu} \right]^x,$$

f étant une fonction des autres variables.

L'établissement d'une relation donnant le nombre de NUSSELT nécessite donc la détermination :

— de l'exposant x ;

— de la fonction f .

a) *Exposant du nombre de REYNOLDS.*

La figure 7 représente la variation du coefficient de convection en fonction du nombre de REYNOLDS, pour quatre diamètres équivalents différents, toutes choses étant égales d'ailleurs. L'examen des pentes des droites montre que celles-ci sont une fonction linéaire du diamètre équivalent, dans laquelle figure un terme constant, soit :

$$(2) \quad x = a + b \cdot D_e.$$

De la même manière, la figure 8 représente la variation du coefficient de convection en fonction du nombre de REYNOLDS pour cinq pas d'ailette différents, toutes les autres variables géométriques étant conservées constantes. L'examen des valeurs trouvées pour les cinq pas montre que le terme constant de l'équation (2) varie comme la puissance $-0,175$ du pas.

Le rôle de ces deux variables géométriques étant bien précisé, il ne reste qu'à examiner l'influence du diamètre extérieur Φ et de la hauteur d'ailette h .

Il faut trouver une expression ayant la forme de (2) mais dans laquelle le pas p et le diamètre extérieur Φ s'introduisent de manière à constituer des rapports homogènes.

En réalisant les différents montages possibles avec les tubes et les enveloppes dont on dispose, il est possible de discerner l'influence respective des deux éléments. On est ainsi conduit à l'expression établie empiriquement :

$$(3) \quad x = 0,421 \frac{\Phi^{0.275}}{h^{0.100} \cdot p^{0.175}} + 0,185 \frac{D_e}{\Phi}.$$

La comparaison entre les résultats expérimentaux et l'application de la relation (3), conduit à des écarts relatifs tous inférieurs à 8 % pour les dix-sept combinaisons étudiées.

b) *Facteur multipliant le nombre de REYNOLDS.*

Il vient naturellement à l'esprit d'étudier l'incidence des différentes variables géométriques. Cette opération peut être très simplement conduite en recherchant comment varie l'expression $\frac{\alpha \cdot D_e}{\lambda} \cdot \frac{I}{Re^x}$, au cours de différentes expériences, pour lesquelles toutes choses étant maintenues égales, on ne fait varier qu'une variable géométrique.

Au cours du dépouillement, cette méthode a été mise en œuvre mais elle a conduit à des formules extrêmement lourdes, ne faisant pas apparaître clairement le rôle des variables.

En relevant la valeur du coefficient de convection en fonction du pas (fig. 8), on constate que les points

expérimentaux s'alignent sur deux droites, dont l'une passe par l'origine (fig. 10). L'origine peut être considérée comme un point de la courbe. En effet, pour un pas très petit, le siège de l'échange de chaleur se limite au sommet de l'ailette. Ce point particulier est bien aligné avec les deux autres. Si l'on veut traduire ce fait expérimental particulier par une relation convenable on constate qu'il faut mettre le coefficient de convection sous la forme :

$$(4) \quad \frac{\alpha \cdot D_e}{\lambda} = \frac{Re^x}{Re_0^x} \cdot f(p),$$

$f(p)$ étant une fonction linéaire, et Re_0 représentant la

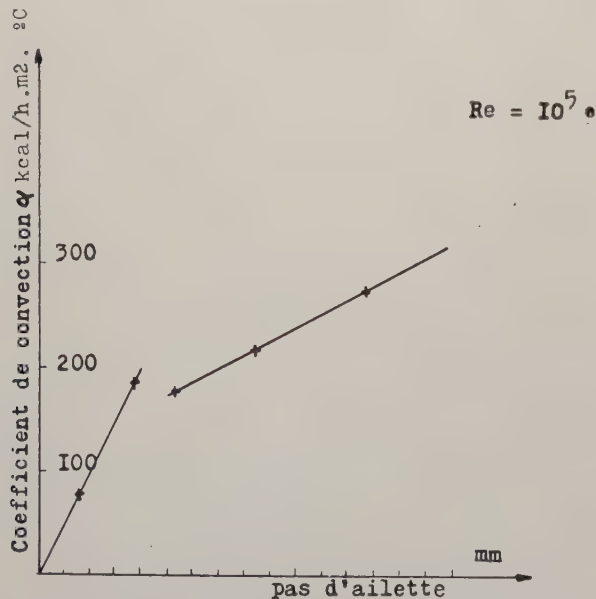


FIG. 10. — Coefficient de convection en fonction du pas d'ailette.

valeur du nombre de REYNOLDS pour laquelle les relevés sont faits. Dans le cas présent, on a toujours pris $Re_0 = 10^5$, car cette valeur se trouve à l'intérieur de la plage expérimentée. Cette valeur présente un autre avantage. En effet dans l'équation de COLBURN, l'exposant du nombre de REYNOLDS est 0,8 donc lorsque $Re = 10^5$, $Re^{0.8} = 10^4$. La comparaison avec des tubes d'autres types, lisse ou à ailettes, pour lesquels D_e , Pr et λ sont conservés, est immédiate.

L'examen de la figure 10 prouvant que l'on peut avoir suivant les pas deux comportements différents, deux relations doivent être établies. Ces relations sont :

Tubes à grands pas :

$$(5) \quad \frac{\alpha \cdot D_e}{\lambda} = 33,5 \cdot 10^{-3} \times \frac{Re^x}{10^{5x}} \cdot Pr^{0.4} \left[\frac{146 + 18,4 \cdot 10^3 p}{D_e^{0.40} \cdot \Phi^{0.60}} \right].$$

D_e , Φ , p sont exprimés en mètres.

Tubes à faibles pas :

$$(5) \quad \frac{\alpha \cdot D_e}{\lambda} = 34,8 \cdot 10^{-3} \times \frac{Re^x}{10^{5x}} \cdot Pr^{0.4} \left[\frac{70,5 \cdot 10^3 p}{D_e^{0.23} \cdot \Phi^{0.77}} \right].$$

D_e , Φ , p sont exprimés en mètres.

Pour les dix-sept combinaisons étudiées, les écarts relatifs observés sont inférieurs à 3 %, sauf pour deux cas où il a été relevé des écarts de 37 % et 10 %.

V. RÉSULTATS ET RECHERCHE D'UNE LOI GÉNÉRALE POUR LE COEFFICIENT DE PERTE DE CHARGE.

Le coefficient de perte de charge est lié à la chute de pression dans le montage par la relation :

$$\Delta p = \pi \cdot \Psi \cdot \frac{V^2 L}{2g D}.$$

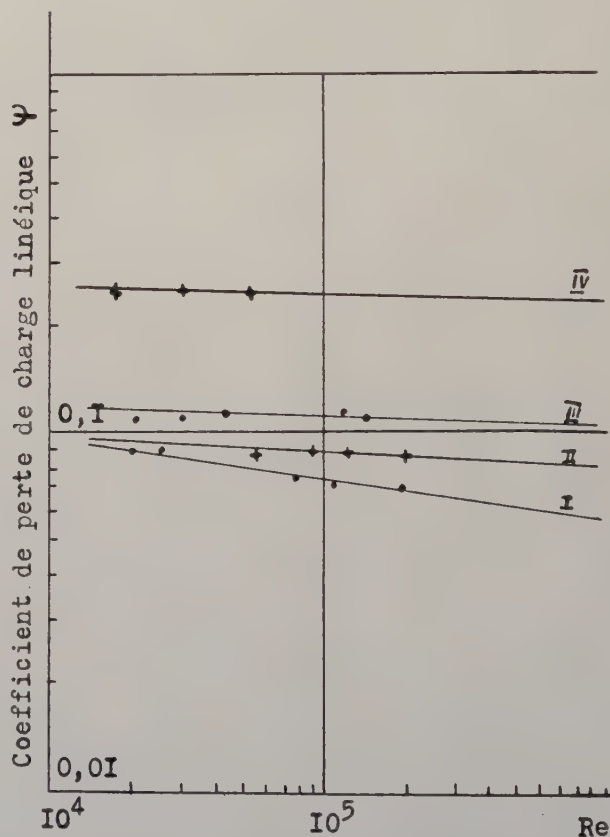


FIG. 11. — Coefficient de perte de charge en fonction du nombre de REYNOLDS.

$\emptyset = 36,5$ mm.
 $h = 8,25$ mm.
 $p = 3,7$ mm.
 $D_e = 53,5$ mm (I), 40,5 mm (II),
 29,5 mm (III), 17,5 mm (IV).

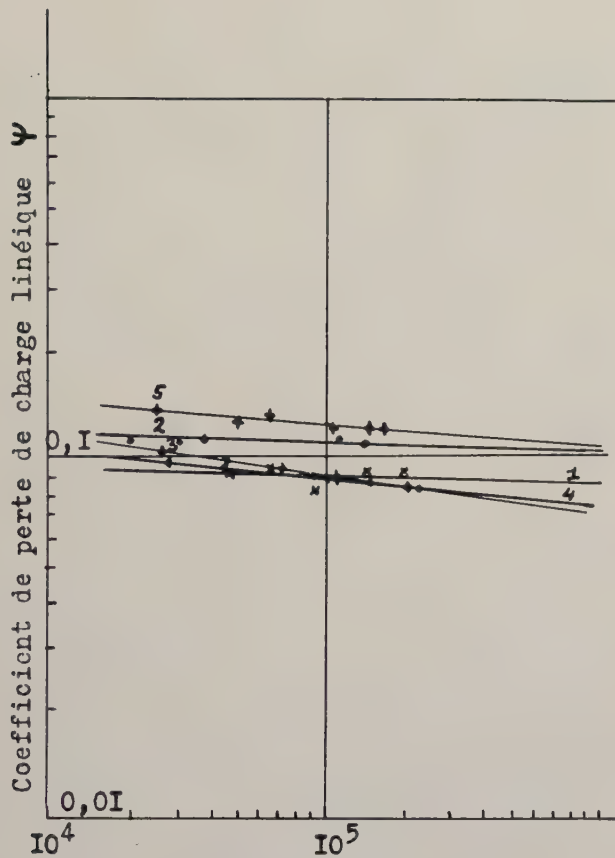


FIG. 12. — Coefficient de perte de charge en fonction du nombre de REYNOLDS.

$\emptyset = 36,5$ mm.
 $h = 8,25$ mm.
 $D_e = 29,5$ mm.
 $p = 1,5$ mm (1), 3,7 mm (2), 5,2 mm (3),
 $8,4$ mm (4), 12,7 mm (5).

La valeur du coefficient de perte de charge est vérifiée pour le tube lisse suivant la même méthode que celle du coefficient de convection. Pour un nombre de REYNOLDS de 10^5 , la valeur de Ψ mesurée est de :

$$\Psi = 0,0196,$$

alors que la valeur expérimentale donnée par les formules habituelles est :

$$\Psi = 0,0184.$$

(Valeur trouvée par l'application des formules :

$$\Psi = 0,184 Re^{-0,2}, \quad \Psi = 0,004 + 0,25 Re^{-1/4}.)$$

L'examen des courbes donnant le coefficient de perte de charge en fonction du nombre de REYNOLDS montre que, sauf dans quelques cas particuliers, les courbes se rapprochent de l'horizontale (fig. 11 et 12).

TABLEAU IV

Φ mm (¹)	Ψ Ψ_0	$\Phi = 4,0,046 Re^{-0,2}$ $\Psi_0 = 0,0184 (Re = 10^5)$					
		$p = 4,76$ mm		$p = 6,35$ mm		$p = 9,52$ mm	
		$x^{(2)}$	$xx^{(2)}$	x	xx	x	xx
33,6		2,25	2,55	2,40	3,08	3,00	4,17
38,4		2,80	3,21	3,10	3,76	3,75	4,86
44,3		3,70	4,10	4,00	4,66	4,90	5,80
49,5		4,30	4,82	4,75	5,42	5,85	6,60
Φ mm (¹)		$\frac{St}{St_0}$					
		$p = 4,76$ mm		$p = 6,35$ mm		$p = 9,52$ mm	
		$x^{(2)}$	$xx^{(2)}$	x	xx	x	xx
33,6		3,00	2,88	2,80	3,11	2,70	3,73
38,4		3,65	3,54	3,40	3,64	3,05	4,13
44,3		4,40	4,21	4,05	4,22	3,70	4,55
49,5		4,95	4,72	4,50	4,75	3,90	4,98

(¹) Le diamètre de l'enveloppe est de 101,6 mm.

Le diamètre du tube à la base des ailettes est de 26,7 mm.

(²) Résultats de FORTESCUE et HALL, x.

Résultats suivant formule petit pas : équations (5'), (7'), xx.

L'établissement d'une formule générale de la forme :

$$(6) \quad \Psi = f \left[\frac{D_e \cdot G}{\mu} \right]^x,$$

soulève des difficultés pour la détermination de l'exposant x . De plus, Ψ étant pratiquement indépendant du nombre de REYNOLDS, il suffit d'en connaître la valeur pour un nombre de REYNOLDS fixé à l'avance, par exemple $Re = 10^5$.

La méthode utilisée reste la même. On examine l'incidence de chaque paramètre géométrique en le faisant varier, les autres étant maintenus constants.

Comme pour le coefficient de convection, l'expression du coefficient Ψ prend deux formes, suivant la valeur du pas d'ailette (fig. 13). On constate sur la figure 14 que le coefficient Ψ est une fonction linéaire de la hauteur d'ailette, pour chaque valeur du pas. Le coefficient Ψ varie comme la puissance $-0,70$ du diamètre équivalent pour les faibles pas, et comme la puissance $-0,16$ pour les grands pas. De la même manière, on vérifie que le coefficient Ψ varie comme la puissance $-0,30$ du diamètre extérieur Φ pour les faibles pas, et comme la puissance $-0,84$ pour les

grands pas. Ces deux points étant établis, on est conduit aux expressions homogènes suivantes :

Tubes à grands pas :

$$(7) \quad \Psi = 0,0353 \frac{5,45 h + 4,60 p}{D_e^{0,16} \cdot \Phi^{0,84}},$$

D_e , Φ , p , h , sont exprimés en mètres.

Tubes à faibles pas :

$$(7') \quad \Psi = 0,0314 \frac{8,48 h + 11,1 p}{D_e^{0,70} \cdot \Phi^{0,30}},$$

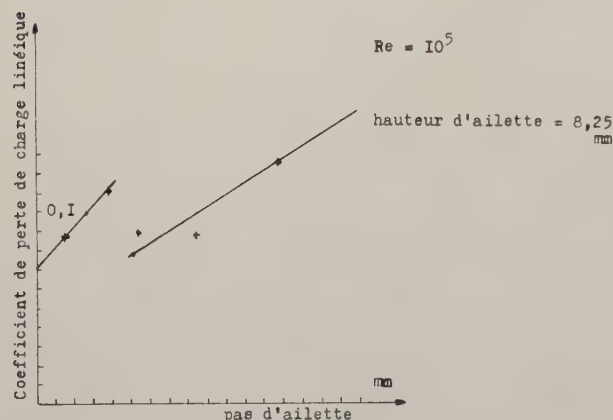


FIG. 13. — Coefficient de perte de charge en fonction du pas d'ailette.

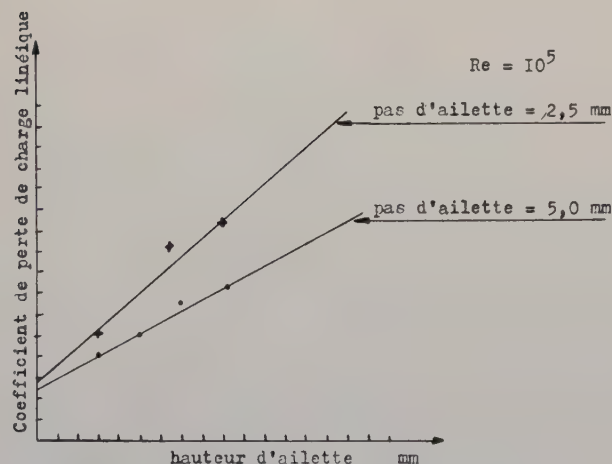


FIG. 14. — Coefficient de perte de charge en fonction de la hauteur d'ailette.

D_e , Φ , p , h , sont exprimés en mètres.

Pour les dix-sept combinaisons étudiées, les écarts relatifs sont inférieurs à 10 %, sauf dans trois cas où il a été observé des écarts de 50 %, 24 % et 20 %.

V. COMPARAISON AVEC CERTAINS RÉSULTATS ANTÉRIEURS.

FORTESCUE et HALL [2] donnent les résultats relatifs à douze cas, correspondant à trois pas et quatre hauteurs d'ailette, pour les tubes enfermés dans la même enveloppe. Ces résultats se rapportent à de l'air.

Les coefficients de convection et de perte de charge sont donnés sous forme de rapport entre les invariants relatifs au tube à ailettes (c'est-à-dire le nombre de STANTON et le coefficient de perte de charge) et les invariants correspondant au tube lisse homologue.

Pour le tube lisse, l'analogie de KARMAN est supposée respectée, c'est-à-dire :

$$C_f = 0,046 Re^{-0.2}$$

$$St_0 = \frac{C_f}{2 - 3,86\sqrt{C_f}},$$

La comparaison est présentée sous forme d'un tableau IV, groupant toutes les valeurs de $\frac{St}{St_0}$ et de $\frac{\Psi}{\Psi_0}$ calculées par l'une des formules (5), (5'), (7) et (7') et le même rapport trouvé expérimentalement par FORTESCUE et HALL. Dans ce tableau IV, on constate que, pour les pas $p = 4,76$ mm et $p = 6,35$ mm, la correspondance entre les formules établies tant pour le coefficient de convection que pour le coefficient de perte de charge est vérifiée, à 20 % près. Pour le pas 9,52 mm, l'écart s'accroît.

BARNARD, CHERETT et ROBINSON [3] donnent un résultat se rapportant à un faisceau tubulaire. Les performances de ce faisceau sont comparées aux performances prévues par les formules (5), (5'), (7) et (7').

	B, C et R	AUTEUR	RAPPORT
$\frac{\alpha D_e}{\lambda} \cdot \frac{1}{Pr^{1/3}}$	160	126	1,27
ψ	0,1730	0,0305	5,68

Si les coefficients de convection sont du même ordre de grandeur, les coefficients de perte de charge sont bien supérieurs.

VI. INTERPRÉTATION DES RÉSULTATS.

La loi déterminant le coefficient de convection s'exprime sous la forme d'un produit de deux facteurs, dont l'un f_1 est indépendant du nombre de REYNOLDS et l'autre f_2 en est fonction. D'autres travaux portant sur des surfaces développées différentes ont donné des expressions du coefficient de convection se présentant sous une forme analogue à celle trouvée par d'autres chercheurs, et pour des échangeurs à surface développée [4], [5]. Le facteur f_1 indépendant du nombre

de REYNOLDS a deux expressions différentes suivant la valeur du rapport p/h . Les expériences de visualisation effectuées dans les Laboratoires de l'ONERA [6] (fig. 6) montrent que le fluide compris entre deux ailettes ne constitue pas une « eau morte », mais qu'il est le siège d'un tourbillon hélicoïdal qui peut occuper toute la section offerte (formule grand pas). Dans l'autre cas, le tourbillon reste lié au voisinage du sommet de l'ailette. Il subsiste entre le tourbillon et la paroi cylindrique du tube une zone où l'on devine l'existence d'un autre tourbillon de sens opposé ou tout au moins d'une turbulence.

Il reste à savoir dans quel cas l'une ou l'autre formule est valable.

Les essais effectués ont montré que pour une hauteur d'ailette de 8,25 mm, un diamètre équivalent de 29,5 mm, le changement de formule se produit pour un pas de 4,0 mm, c'est-à-dire la moitié de la hauteur d'ailette. Dans ces conditions l'espace compris entre deux ailettes consécutives est complètement rempli par des tourbillons. La vitesse superficielle du fluide le long de l'ailette est donc toujours du même ordre de grandeur que la vitesse du fluide dans la section annulaire (fig. 19 a). Par contre, lorsque deux tourbillons ne peuvent plus remplir intégralement cet espace, l'effet de la viscosité supprime le second tourbillon et le fluide n'est plus brassé que par un seul tourbillon (fig. 19 b). Les échanges thermiques se limitent à l'extrémité de l'ailette sur une hauteur égale au pas. L'application des résultats de FORTESCUE et HALL donnés ci-dessus ne recoupe pas parfaitement ce schéma.

Dans le cas de la formule à grand pas, le facteur f_1 comporte un terme constant dont la dimension doit être celle d'une longueur. Une telle anomalie a été rencontrée au cours de travaux analogues [4].

Le facteur f_1 comporte les rapports $\frac{p}{\Phi}$ et $\frac{p}{D_2}$ c'est-à-dire des rapports dimensionnels du tube lui-même et de son enveloppe.

Le facteur f_2 dépend du nombre de REYNOLDS, où il est de la forme $\frac{R_e^x}{10^{5x}}$. Il traduit l'influence de la

vitesse sur les échanges calorifiques. Ce facteur est donc directement lié à l'état cinématique du fluide dans la section nette de passage et entre les ailettes. L'expression de x est d'ailleurs la somme de deux

termes dont l'un groupe les rapports $\frac{p}{\Phi}$ et $\frac{h}{\Phi}$ se rapportant à l'espace inter-ailettes, et l'autre comporte le rapport Φ se rapportant à la section nette de passage

Ceci conduit à examiner à nouveau l'écoulement. Des essais de visualisation ont montré qu'en régime turbulent, les tourbillons occupant l'espace inter-ailettes ne sont pas stables, et qu'ils diffusent dans

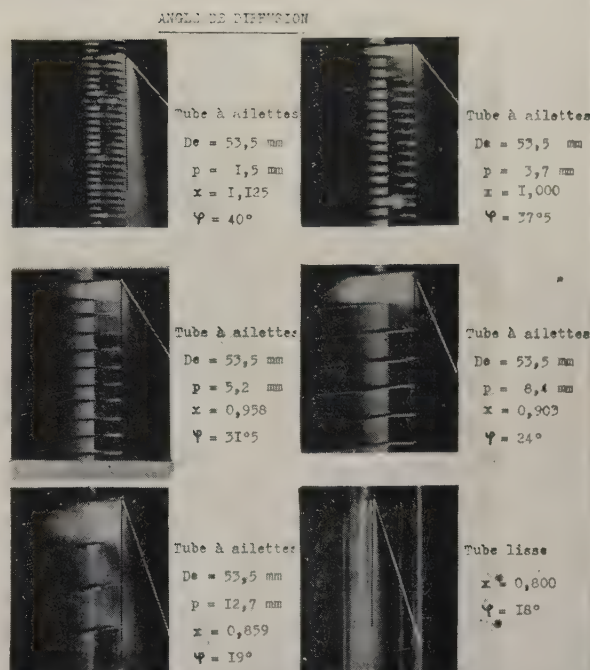


FIG. 15. — Essais de visualisation montrant la diffusion des tourbillons.

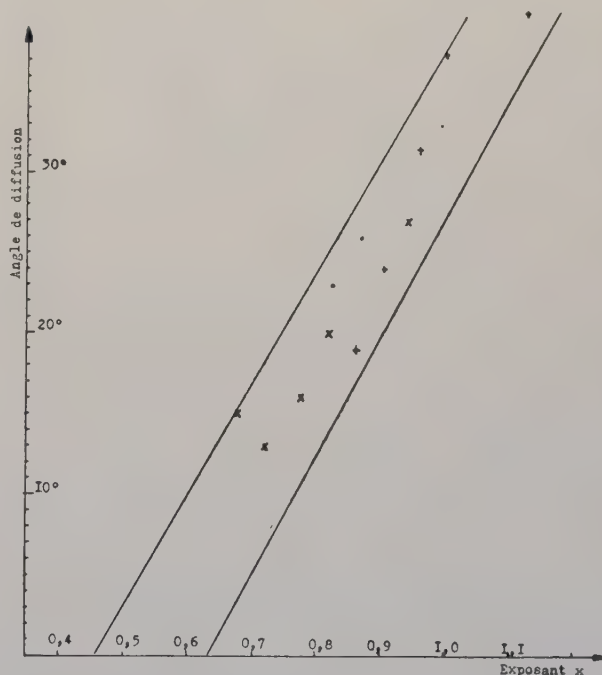


FIG. 16. — Correspondance entre l'angle de diffusion et l'exposant x .

l'espace annulaire. On a cherché à matérialiser cette diffusion en remplissant l'espace inter-ailettes de liquide laiteux. La liquide laiteux se répand en aval à partir du sommet d'une ailette. L'examen de cette plage montre une zone parabolique dont le sommet se termine par un angle aigu (*fig. 15*). Cet angle de diffusion a été relevé dans chaque cas et comparé à l'exposant correspondant. Les expériences ont été effectuées dans quinze cas différents, c'est-à-dire avec cinq tubes différents montés dans trois enveloppes. Dans chaque cas, la comparaison est faite entre l'exposant x et l'angle de diffusion. On obtient le Tableau V.

TABLEAU V

PAS mm	DIAMÈTRE INTÉRIEUR DE L'ENVELOPPE					
	90 mm		64 mm		54 mm	
1,5	x 1,125	φ 40°	x 0,994	φ 33°	x 0,943	φ 27°
3,7	1,000	37°5	0,869	26°	0,818	20°
5,2	0,958	31°5	0,827	23°	0,776	16°
8,4	0,903	24°	0,772		0,721	13°
12,7	0,859	19°	0,728	8°	0,677	15°

La *figure 16* montre qu'il existe une correspondance entre l'angle de diffusion et x . La dispersion des points s'explique par la difficulté de relever les angles de manière satisfaisante. L'examen de cette figure montre que pour un angle au sommet nul, l'exposant correspondant est voisin de 0,5. Ce dernier point doit correspondre au régime laminaire. En effet, la loi reliant le coefficient de convection au nombre de REYNOLDS



FIG. 17a. — Écoulement le long d'une plaque.

est pour une plaque plane (*fig. 17 a*) et un régime laminaire :

$$\frac{\alpha \cdot x}{\lambda} = 0,664 Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3}.$$

Cette expression transposée au cas d'un écoulement dans une section annulaire de diamètre équivalent D_e donne :

$$\frac{\alpha \cdot D_e}{\lambda} = 0,664 Re^{1/2} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left[\frac{D_e}{x} \right]^{1/2} \quad (\text{fig. 17 b}).$$

Pour ce cas limite, les frontières des tourbillons créent une paroi fictive à l'extérieur de laquelle le fluide circule, sans diffusion transversale de matière.

La correspondance entre l'exposant x et l'angle de diffusion étant établie, on peut vérifier les facteurs qui peuvent modifier cette propriété de l'écoulement.

1° La diffusion d'un tourbillon ne peut se produire que si son moment cinétique est faible devant la force qui tend à le déplacer. Par conséquent les grands tourbillons doivent moins bien diffuser que les petits. La diminution du pas accroît donc la diffusion et l'exposant.

2° La diffusion d'un tourbillon est d'autant plus

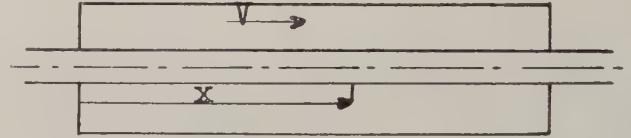


FIG. 17b. — Écoulement dans une section annulaire.

facile que le volume ambiant est plus étendu. Par conséquent, l'augmentation du diamètre équivalent accroît la diffusion et l'exposant.

La première constatation peut encore s'exprimer en disant que l'exposant du nombre de REYNOLDS est d'autant plus faible que les tourbillons correspondants sont mieux organisés. Cette supposition se trouve confirmée par les travaux de HILPERT [8] et du Professeur E. A. BRUN [9], lesquels ont porté sur le coefficient de convection entre un tube cylindrique isolé et un flux gazeux transversal. Les résultats se mettent sous la forme :

$$\frac{\alpha \cdot D_e}{\lambda} = k \left[\frac{D_e \cdot G}{\mu} \right]^x.$$

avec une correspondance entre x et $\frac{D_e \cdot G}{\mu}$ donnée par le Tableau IV, et concordant avec la valeur $x = 0,6$ recommandée par COLBURN [10] pour les réalisations industrielles avec des tubes en rangs ou en quinconces.

Pour ce cas, la configuration tourbillonnaire est encore ordonnée et correspond à des tourbillons dont le diamètre est du même ordre de grandeur que le diamètre du tube. Elle doit être désorganisée par l'augmentation du nombre de REYNOLDS et par la présence de stimulateurs comme l'indiquent les exposants trouvés par E. A. BRUN, G. BRUNELLO et M. VERNOTTE [11] et par FOURNEL [12]. Dans ces deux cas, le tube en écoulement transversal reçoit des éléments de stimulation sous forme de rainures fraisées ou de fils brasés à la surface. Ces différents résultats sont présentés dans le Tableau VI.

On peut enfin, chercher un autre aspect du caractère physique de l'exposant x . Si l'on écrit les équations

tions donnant le coefficient de convection sous la forme :

$$\frac{\alpha \cdot D_e}{\lambda} = \frac{Re^x}{10^{5x}} \cdot \varphi (Pr, p, D_e, \Phi)$$

on obtient par différenciation :

$$\frac{d\alpha}{\alpha} = x \frac{d Re}{Re}.$$

L'exposant indique donc comment l'accroissement

en englobant tous les paramètres géométriques. L'établissement de telles formules n'a été recherché que dans le but de prouver la cohérence des résultats, et d'en tirer un moyen de comparaison utilisable dans le domaine courant.

Il reste à comparer les performances mises en évidence avec celles du tube lisse. La comparaison est établie en se basant sur des valeurs expérimentales des coefficients de convection et de perte de charge linéique, du tube lisse (*fig. 18 a*), pour laquelle les valeurs de

TABLEAU VI

CAS	x	Re
Fluide circulant à l'intérieur d'un tube lisse. (Équation de COLBURN).	0,800	$10\ 000 < Re < 120\ 000$
Fluide circulant perpendiculairement à un tube lisse (HILPERT).	0,466	$400 < Re < 4\ 000$
(Professeur E. A. BRUN).	0,618	$4\ 000 < Re < 40\ 000$
Fluide circulant perpendiculairement à un faisceau de tubes en ligne ou en quinconce. (COLBURN).	0,800	$50\ 000 < Re < 80\ 000$
Tubes à rainures fraisées (Professeur E. A. BRUN).	0,600	$2\ 000 < Re < 32\ 000$
Fluide circulant perpendiculairement à un faisceau de tubes revêtu de stimulateurs de turbulence (FOURNEL).	0,900	
	0,680	stimulateur de 0,5 mm
	0,740	stimulateur de 0,8 mm diam. des tubes 10 mm

du nombre de REYNOLDS contrôle l'accroissement du coefficient de convection.

Pour un ensemble tube-enveloppe donné, l'état cinématique du fluide est complètement défini si l'on fixe le nombre de REYNOLDS. On peut donc penser que l'exposant x est directement lié à la nature de la diffusion de la quantité de mouvement au voisinage du sommet des ailettes.

Si l'on reprend la théorie de TAYLOR [13], la vitesse quadratique moyenne d'une particule ne varie pas entre deux points suffisamment proches. C'est bien ce que traduisent les clichés des essais de visualisation. La zone laiteuse comprend un angle au sommet que matérialisent les propriétés de diffusibilité de la quantité de mouvement dans le sens radial.

VIII. COMPARAISON AVEC D'AUTRES SURFACES D'ÉCHANGE.

La méthode de dépouillement suivie a permis de définir une loi générale donnant le coefficient de convection.

La complexité des formules établies est la conséquence de la recherche d'une application générale

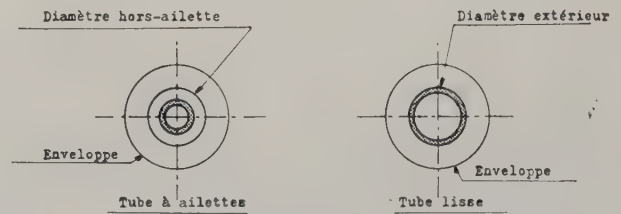


FIG. 18a. — Comparaison entre un tube à ailettes transversales et un tube lisse.

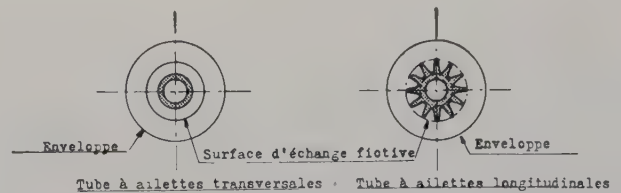


FIG. 18b. — Comparaison entre un tube à ailettes transversales et un tube à ailettes longitudinales.

α ont été modifiées en fonction du diamètre équivalent. Le tube lisse qui sert d'élément de compa-

raison est supposé avoir le même diamètre extérieur que le tube à ailettes, ou, si l'on préfère, le même encombrement. L'écoulement est défini par le même diamètre équivalent comme le montre la *figure 18 a*.

Le coefficient de convection superficiel se rapportant à l'unité de surface développée du tube, est remplacé par le coefficient de convection fictif se rapportant à l'unité de surface constituée par un cylindre tangent au sommet des ailettes. De cette manière on met en évidence le gain de capacité d'échange par rapport au tube lisse. Sur cette base, il a été ainsi établi que le coefficient de convection fictif du tube à ailettes est égal au coefficient de convection du tube lisse multiplié par un facteur variant suivant les cas

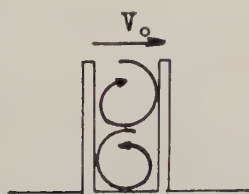


FIG. 19a

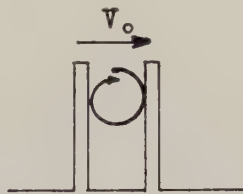


FIG. 19b

Tourbillons entre ailettes.

de 2,5 à 6,2. Ce gain de capacité d'échange va de pair avec une augmentation du coefficient de perte de charge linéique. Il a été trouvé que le coefficient de perte de charge du tube à ailettes est égal au coefficient de perte de charge du tube lisse multiplié par un facteur variant entre 2,1 et 6,3, sauf dans un cas où l'on a obtenu 12,4.

Toutefois, pour être complètement valable, la comparaison doit porter sur deux tubes à ailettes, l'un à ailettes longitudinales, l'autre à ailettes transversales du type étudié. De plus, il faut que toutes choses soient égales pour les autres éléments de l'échange. On entend par là, que non seulement l'encombrement des deux tubes doit être le même, mais aussi que, d'une part le débit gazeux entre le tube et l'enveloppe et d'autre part le diamètre à la base des ailettes soient conservés (*fig. 18 b*). Les coefficients de convection se rapportent à un nombre de REYNOLDS de 100 000 pour le tube à ailettes transversales.

Le tube de référence est supposé avoir douze ailettes longitudinales, d'épaisseur 0,5 mm et de hauteur d'ailette 8,25 mm. Des tubes de cette nature ont été expérimentés par FORTESCUE et HALL [2], qui proposent les relations suivantes pour leurs performances :

$$St = 0,04 e^{-0,055n} Re^{-0,2}$$

$$\Psi = 0,332 e^{-0,026n} Re^{-0,2}.$$

Dans ces expériences, n correspond au nombre d'ailettes longitudinales, et le diamètre équivalent

rentrant dans le calcul du nombre de REYNOLDS tient compte de la tonalité du périmètre mouillé.

On suppose que le débit total de gaz est le même dans les deux cas, c'est-à-dire que la vitesse du gaz est plus grande pour le tube à ailettes transversales que pour le tube à ailettes longitudinales.

On est conduit à examiner les rapports :

$$\frac{\alpha \text{ ailettes transversales}}{\alpha \text{ ailettes longitudinales}}$$

$$\frac{\Psi \text{ ailettes transversales}}{\Psi \text{ ailettes longitudinales}}$$

$$\frac{\alpha \text{ ailettes transversales}}{\alpha \text{ ailettes longitudinales}}$$

$$\frac{\Psi \text{ ailettes transversales}}{\Psi \text{ ailettes longitudinales}}$$

Le premier rapport varie entre 1,5 et 3,5.

Le second rapport varie entre 2,9 et 9,2.

Le troisième rapport varie entre 0,32 et 0,74.

Ces valeurs numériques conduisent aux conclusions suivantes :

1) Le système à ailettes transversales permet de transférer davantage de chaleur que le système à ailettes longitudinales de même encombrement, et ceci quelque soit le pas.

2) Les pertes de charge sont augmentées dans un rapport plus grand que les échanges de chaleur.

La surface développée étudiée peut donc être utilisée dans les cas particuliers où l'on recherche avant tout des gains d'encombrement. Ce peut être le cas d'un réacteur nucléaire sous pression, d'un échangeur pour appareil moteur marin de type classique ou nucléaire.

La surface développée est étudiée dans le cas particulier d'un tube isolé enfermé dans une enveloppe. Ces résultats ne peuvent être étendus sans précaution à un faisceau tubulaire. BARNARD, CHERETT et ROBINSON [3] ont effectué des relevés dans un cas particulier mentionné ci-dessus, qui recoupe les observations faites sur le coefficient de convection (voir ci-dessus) mais qui conduisent à des coefficients de perte de charge plusieurs fois plus élevés.

IX. CONCLUSION.

Les techniques des industries maritimes ou terrestres sont toujours orientées vers l'efficacité.

La surface d'échange étudiée permettrait des gains appréciables dans des cas précis, où les données du problème imposent des éléments parallèles à un courant de fluide.

En particulier, pour un appareil moteur nucléaire ou une centrale terrestre dont le réacteur serait refroidi par un gaz, les éléments de combustible, les échangeurs pourraient être réalisés suivant ce principe.

On peut remarquer enfin, que la surface d'échange étudiée peut être réalisée, soit par une ailette unique enroulée en hélice, soit par juxtaposition d'ailettes annulaires et planes. Dans ce dernier cas, les ailettes jouent simultanément le rôle de frette et de surface d'échange. Cet avantage ouvre un champ d'application plus vaste, englobant les fluides sous haute pression.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] BRUN (E. A.), MARTINOT-LAGARDE (A.), MATHIEU (J.), *Mécanique des Fluides* (Dunod 1960).
- [2] FORTESCUE et HALL, Heat-transfer experiments on the fuel elements, *The British Nuclear Energy Conference*, vol. 2, n° 2, avril 1957.
- [3] BARNARD, CHERRET et ROBINSON, Gas side heat transfer investigations, *Nuclear Engineering*, vol. 4, n° 42, novembre 1959.
- [4] HUGUES (D. F.) and SLACK (M. R.), *U. N. Peacefull Uses Of Atomic Energy*, vol. 7, 1958.
- [5] RITZ (H. L.), *U. N. Peacefull Uses of Atomic Energy*, vol. 7, 1958.
- [6] WERLE (H.), *Bulletin de l'Association Technique Maritime et Aéronautique*, Session 1961.
- [7] VON KARMAN, *Über Laminare und Turbulent Reibung z. angew., Math. Mech. I.*, 1921.
- [8] HILPERT (R.), *Forsch. Gebiete Ingenieur w.* 4, 1963.
- [9] BRUN (E. A.), *Compte rendus des Séances de l'Académie des Sciences*, Séance du 26 juin 1932.
- [10] COLBURN (A. P.), *Trans. Am. Inst. Chem. Engrs* 29, 1933.
- [11] BRUN (E. A.), BRUNELLO (G.) et VERNOTTE (M.), Étude expérimentale de la convection forcée de la chaleur à partir de cylindres à surface rugueuse, *Publ. Scient. et Techn. du Ministère de l'Air*, 1956.
- [12] FOURNEL (E.), *Chaleur et Industrie*, mars 1956.
- [13] TAYLOR (G. I.), *Proceedings of the London Mathematical Society*, 1921.

DEUXIÈME THÈSE

Propositions données par la Faculté

THÉORIES ACTUELLES DES PROPULSEURS MARINS A TUYÈRES

VU ET PERMIS D'IMPRIMER :

Le Recteur de l'Académie de Paris,

Jean ROCHE.

VU ET APPROUVÉ :

Paris, le 31 janvier 1963

Le Doyen de la Faculté des Sciences,

Marc ZAMANSKY.

